

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年7月8日 (08.07.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/056638 A1

(51) 国際特許分類⁷: B62D 1/20, F16D 3/06

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/016088

(22) 国際出願日: 2003年12月16日 (16.12.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2002-370654
2002年12月20日 (20.12.2002) JP

(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区大崎1丁目6番3号 Tokyo (JP). 山田 康久 (YAMADA, Yasuhisa) [JP/JP]; 〒371-0853 群馬県前橋

(72) 発明者: および

(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 谷口 雅人 (TANIGUCHI, Masato) [JP/JP]; 〒251-0021 神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

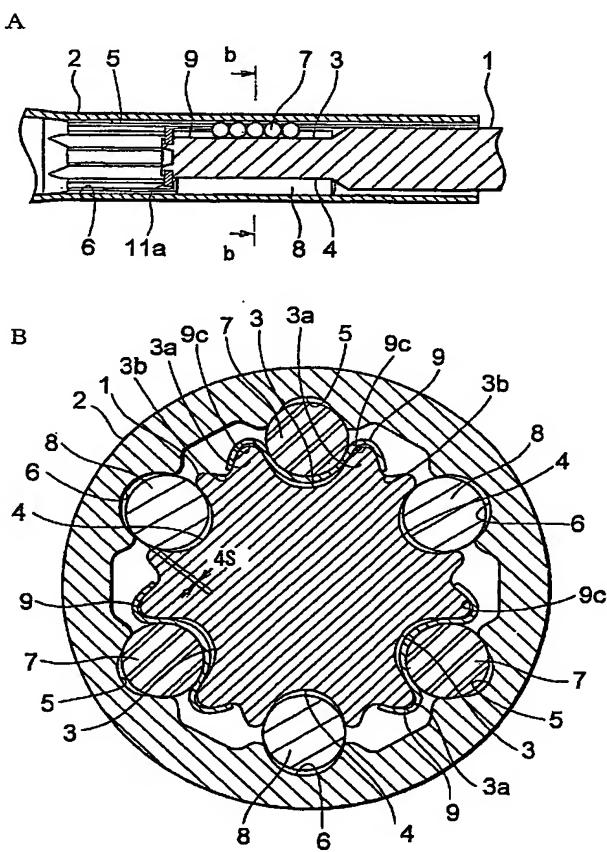
(74) 代理人: 井上 義雄 (INOUE, Yoshio); 〒103-0027 東京都中央区日本橋3丁目1番4号 画廊ビル3階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE,

[続葉有]

(54) Title: TELESCOPIC SHAFT FOR MOTOR VEHICLE STEERING

(54) 発明の名称: 車両ステアリング用伸縮軸



(57) Abstract: A telescopic shaft for motor vehicle steering, assembled in a steering shaft of a motor vehicle and having a male shaft and a female shaft that are non-rotatably and slideably fitted to each other. The telescopic shaft is characterized in that sphere-like bodies that roll when both shafts are axially relatively moved are arranged between at least a pair of axial grooves formed respectively in the outer periphery of the male shaft and the inner periphery of the female shaft, elastic bodies that preload the sphere-like bodies against the male shaft and female shaft are interposed between the axial grooves of the male shaft or female shaft and the sphere-like bodies, cylindrical bodies that slide when both shafts are axially relatively moved are arranged between another at least a pair of axial grooves formed respectively in the outer periphery of the male shaft and the inner periphery of the female shaft, and a curvature radius of a lateral cross section of those axial grooves of the male shaft or female shaft on which the sphere bodies roll is set to 55% or less of the diameter of the sphere-like bodies.

(57) 要約: 雄軸1の外周面と雌軸2の内周面とに夫々形成した複数対の軸方向溝3, 5の間に、球状体7を配置し、雄軸の軸方向溝と球状体との間に、予圧用の板バネ9を介装し、雄軸1の外周面と雌軸2の内周面とに夫々形成した他の複数対の軸方向溝4, 6の間に、円柱体8を配置し、しかも、球状体7が転動する雌軸2側の軸方向溝5の横断面の曲率半径は、球状体7の直径の55%以下に設定してある。



SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) 指定国(広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK,

添付公開書類:
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイドスノート」を参照。

明細書

車両ステアリング用伸縮軸

5 技術分野

本発明は、車両のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を相互に回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸に関する。

背景技術

10 自動車の操舵機構部の伸縮軸には、自動車が走行する際に発生する軸方向の変位を吸収し、ステアリングホイール上にその変位や振動を伝えない性能が要求される。さらに、運転者が自動車を運転するのに最適なポジションを得るためにステアリングホイールの位置を軸方向に移動し、その位置を調整する機能が要求される。

15 これら何れの場合にも、伸縮軸は、ガタ音を低減することと、ステアリングホイール上のガタ感を低減することと、軸方向の摺動動作時における摺動抵抗を低減することとが要求される。

20 このようなことから、従来、伸縮軸の雄軸に、ナイロン膜をコーティングし、摺動部にグリースを塗布し、金属騒音、金属打音等を吸収または緩和するとともに、摺動抵抗の低減と回転方向ガタの低減を行ってきた。

しかし、使用経過によりナイロン膜の摩耗が進展して回転方向ガタが大きくなるといったことがある。また、エンジンルーム内の高温にさらされる条件下では、ナイロン膜は、体積変化し、摺動抵抗が著しく大きくなったり、摩耗が著しく促進されたりするため、回転方向ガタが大きくなるといったことがある。

25 このようなことから、日本特開2001-50293号公報では、雄軸の外周面と雌軸の内周面とに夫々形成した複数対の軸方向溝の間に、両軸の軸方向相対

移動の際に転動するトルク伝達部材（球状体）が嵌合してある。

さらに、DE 3 7 3 0 3 9 3 C 2公報では、トルク伝達部材である球状体の径方向内方又は外方と、それぞれ対をなす軸方向溝との間に、トルク伝達部材（球状体）を介して雄軸と雌軸に予圧を付与するための予圧用の弾性体である板バネが設けてある。

これにより、トルク非伝達時には、板バネにより、トルク伝達部材である球状体を雌軸に対してガタ付きのない程度に予圧しているため、雄軸と雌軸の間のガタ付きを防止することができ、雄軸と雌軸は、ガタ付きのない安定した摺動荷重で軸方向に摺動することができる。

また、トルク伝達時には、板バネにより、トルク伝達部材である球状体を周方向に拘束できるようになっているため、雄軸と雌軸は、その回転方向のガタ付きを防止して、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

しかしながら、上述した日本特開2001-50293号公報又は独国特許発明DE 3 7 3 0 3 9 3 C 2号公報では、球状体は、雌軸又は雄軸の軸方向溝の軌道面に、点接触することから、トルク負荷時には、接触圧力が過大になると、球状体と接触する軸方向溝の軌道面の表面には、圧痕が生じるといった虞れがある。

その結果、このような場合には、軸方向溝の軌道面の圧痕により、摺動抵抗が大きくなり、又は不均一になるといったことがあり、また、圧痕は、応力集中による剥離や摩耗等の損傷の原因にもなるといったことがある。

20

発明の開示

本発明は、上述したような事情に鑑みてなされたものであって、安定した摺動荷重を実現すると共に、回転方向ガタ付きを確実に防止して、高剛性の状態でトルクを伝達でき、しかも、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる車両ステアリング用伸縮軸を提供することを目的とする。

上記の目的を達成するため、本発明に係る車両ステアリング用伸縮軸は、車両

のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸において、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に転動する球状体を配置し、

5 前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝と、前記球状体との間に、前記球状体を介して前記雄軸と前記雌軸とに予圧を与える弾性体を介装し、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した他の少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に摺動する円柱体を配置し、

10 前記球状体が転動する前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径を、前記球状体の直径の 55% 以下としたことを特徴とする。

このように、本発明によれば、球状体が転動する雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径は、球状体の直径の 55% 以下に設定してあることから、想定される最大ねじりトルク入力時でも、球状体と軸方向溝との間の接触圧力を 1500 MPa 以下に抑えることができる。

15 このように、球状体と軸方向溝との間の接触圧力を 1500 MPa 以下に抑えれば、伸縮軸の表面硬さが一般的な硬さ（例えば HV 260 ~ HV 300 程度）であっても、圧痕の発生を確実に防止することができる。

従って、特に熱処理や表面硬化処理を施さなくても、圧痕の発生を確実に防止して、圧痕による摺動抵抗の増加や摩耗等の損傷を効果的に防止することができ、これにより、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる。また、本発明によれば、安定した摺動荷重を実現すると共に、回転方向ガタ付きを確実に防止して、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

図面の簡単な説明

25 図 1 A は、本発明の第 1 実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の側面図であり、図 1 B は、その斜視図である。

図2は、図1AのA-A線に沿った横断面図である。

図3は、伸縮軸の捩り剛性のための解析プログラムの計算モデルを示す模式図である。

図4は、試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示すグラフである。

図5Aは、本発明の第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の縦断面図であり、図5Bは、図5Aのb-b線に沿った横断面図である。

図6は、第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の分解斜視図である。

図7は、図5A、5B及び図6に示す第2実施の形態に示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである。

図8は、日本特開2001-50293号公報又は独国特許発明DE3730393C2号公報に開示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである。

図9は、本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を適用した自動車の操舵機構部の側面図である。

発明の実施の形態

以下、本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を図面を参照しつつ説明する。

(車両用ステアリングシャフトの全体構成)

図9は、本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を適用した自動車の操舵機構部の側面図である。

図9において、車体側のメンバ100にアップブラケット101とロアブラケット102とを介して取り付けられたアップステアリングシャフト部120(ステアリングコラム103と、ステアリングコラム103に回転自在に保持されたステアリングシャフト104を含む)と、ステアリングシャフト104の上端に

装着されたステアリングホイール 105 と、ステアリングシャフト 104 の下端にユニバーサルジョイント 106 を介して連結されたロアステアリングシャフト部 107 と、ロアステアリングシャフト部 107 に操舵軸継手 108 を介して連結されたピニオンシャフト 109 と、ピニオンシャフト 109 に連結したステアリングラック軸 112 と、このステアリングラック軸 112 を支持して車体の別のフレーム 110 に弾性体 111 を介して固定されたステアリングラック支持部材 113 とから操舵機構部が構成されている。

ここで、アップステアリングシャフト部 120 とロアステアリングシャフト部 107 が本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸（以後、伸縮軸と記す）を用いている。ロアステアリングシャフト部 107 は、雄軸と雌軸とを嵌合したものであるが、このようなロアステアリングシャフト部 107 には自動車が走行する際に発生する軸方向の変位を吸収し、ステアリングホイール 105 上にその変位や振動を伝えない性能が要求される。このような性能は、車体がサブフレーム構造となっていて、操舵機構上部を固定するメンバ 100 とステアリングラック支持部材 113 が固定されているフレーム 110 が別体となっておりステアリングラック支持部材 113 がゴムなどの弾性体 111 を介してフレーム 110 に締結固定されている構造の場合に要求される。また、その他のケースとして操舵軸継手 108 をピニオンシャフト 109 に締結する際に作業者が、伸縮軸をいったん縮めてからピニオンシャフト 109 に嵌合させ締結させるため伸縮機能が必要とされる場合がある。さらに、操舵機構の上部にあるアップステアリングシャフト部 120 も、雄軸と雌軸とを嵌合したものであるが、このようなアップステアリングシャフト部 120 には、運転者が自動車を運転するのに最適なポジションを得るためにステアリングホイール 105 の位置を軸方向に移動し、その位置を調整する機能が要求されるため、軸方向に伸縮する機能が要求される。前述のすべての場合において、伸縮軸には嵌合部のガタ音を低減することと、ステアリングホイール 105 上のガタ感を低減することと、軸方向摺動時

における摺動抵抗を低減することが要求される。

(伸縮軸の第1実施の形態)

図1Aは、本発明の第1実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の側面図であり、図1Bは、その斜視図である。図2は、図1AのA-A線に沿った横断面図である。

図1A、1Bに示すように、車両ステアリング用伸縮軸（以後、伸縮軸と記す）は、相互に回転不能に且つ摺動自在に嵌合した雄軸1と雌軸2とからなる。

図2に示すように、雄軸1の外周面には、周方向に120度間隔で等配した3個の略円弧状の溝3、4、4が軸方向に延在して形成してある。これに対応して雌軸2の内周面にも、周方向に120度間隔で等配した3個の略円弧状の溝5、6、6が軸方向に延在して形成してある。軸方向溝3、5で第1介装部が、軸方向溝4、6；4、6で第2介装部が形成されている。

雄軸1の断面略円弧状の軸方向溝3と、雌軸2の断面略円弧状の軸方向溝5との間に、軸方向に延びかつ断面略M字形状の弾性体として後述する予圧用板バネ9が設けてあり、板バネ9の中央凹部と軸方向溝5との間に複数個の第1トルク伝達部材として剛体の球状体7が転動自在に介装されて第1のトルク伝達装置が構成されている。こうして、球状体7は雄軸1と雌軸2との軸方向に相対移動の際には転動し、回転の際には板バネ9に拘束されてトルクを伝達する。

雄軸1の2個の軸方向溝4、4は断面略円弧状若しくはゴシックアーチ状であり、またこれに対応する雌軸2の2個の軸方向溝6、6も断面略円弧状若しくはゴシックアーチ状である。軸方向に延びるこれらの対応する溝4、6間に雄軸1と雌軸2との軸方向の相対移動を許し、回転の際にはトルクを伝達するための第2トルク伝達部材として円柱体8が摺動自在に介装されて第2のトルク伝達装置が構成されている。

雄軸1の軸方向溝3の両側には、溝部3b、3bが溝3に平行して軸方向に延在して形成され、軸方向溝3と溝部3b、3bとの間に軸方向に峰状に延びる段

部3a、3aが形成されている。板バネ9は断面略M字形状で、その両端部がそれぞれ溝部3b、3bの底部にまで延び、先端部が段部3a、3aをそれぞれ挟み込むように接触している。このようにして、板バネ9の凹部9c、9cで雄軸1の軸方向溝3の両側の段部3a、3aに係止され、トルク伝達時、板バネ9全体が周方向に移動できないようになっている。

板バネ9は、トルク非伝達時には、球状体7と円柱体8、8のそれぞれを雌軸2に対してガタ付きのない程度に予圧する一方、トルク伝達時には、弾性変形して球状体7を雄軸1と雌軸2の間で周方向に拘束する働きをするようになっている。

複数個の球状体7は、保持器12により保持しており、球状体7と保持器12は、摺動時、止め輪11により、軸方向の移動を規制されるようになっている。

以上のように構成した伸縮軸では、雄軸1と雌軸2の間に球状体7と円柱体8を介装し、板バネ9により、球状体7と円柱体8とを雌軸2に対してガタ付きのない程度に予圧してあるため、トルク非伝達時は、雄軸1と雌軸2の間のガタ付きを確実に防止することができると共に、雄軸1と雌軸2は軸方向に相対移動する際には、ガタ付きのない安定した摺動荷重で摺動することができる。

なお、従来技術のように摺動面が純粹な滑りによるものであれば、ガタつき防止のための予圧荷重をある程度の荷重で留めておくことしかできなかつた。それは、摺動荷重は、摩擦係数に予圧荷重を乗じたものであり、ガタつき防止や伸縮軸の剛性を向上させたいと願って予圧荷重を上げてしまうと摺動荷重が増大してしまうという悪循環に陥ってしまっていたのである。

その点、本実施の形態では一部に転がりによる機構を採用しているために著しい摺動荷重の増大を招くことなく予圧荷重を上げることができた。これにより、従来なし得なかつたガタつきの防止と剛性の向上を摺動荷重の増大を招くことなく達成することができた。

本実施形態において、トルク伝達時には、板バネ9が弾性変形して球状体7を

雄軸1と雌軸2の間で周方向に拘束すると共に、雄軸1と雌軸2の間に介装されている2列の円柱体8が主なトルク伝達の役割を果たす。

例えば、雄軸1からトルクが入力された場合、初期の段階では、板バネ9の予圧がかかっているため、ガタ付きはなく、板バネ9がトルクに対する反力を発生させてトルクを伝達する。この時は、雄軸1・板バネ9・球状体7・雌軸2間のトルク伝達荷重と、雄軸1・円柱体8・雌軸2間のトルク伝達荷重がつりあつた状態で全体的なトルク伝達がされる。

さらにトルクが増大していくと、円柱体8を介した雄軸1、雌軸2の回転方向のすきまの方が、球状体7を介した雄軸1・板バネ9・球状体7・雌軸2間のすきまより小さい設定としてあるため、円柱体8の方が球状体7より反力を強く受け、円柱体8が主にトルクを雌軸2に伝える。そのため、雄軸1と雌軸2の回転方向ガタを確実に防止するとともに、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

なお、球状体7は剛体のポールが好ましい。また剛体の円柱体8はニードルローラが好ましい。

円柱体（以後、ニードルローラと記す）8は、線接触でその荷重を受けるため、点接触で荷重を受けるポールよりも接触圧を低く抑えることができるなど、さまざまな効果がある。したがって、全列をポール転がり構造とした場合よりも下記の項目が優れている。

- 20 ・摺動部での減衰能効果が、ポール転がり構造に比べて大きい。よって振動吸収性能が高い。
- ・同じトルクを伝達するならば、ニードルローラの方が接触圧を低く抑えることができるため、軸方向の長さを短くできスペースを有効に使うことができる。
- 25 ・同じトルクを伝達するならば、ニードルローラの方が接触圧を低く抑えることができるため、熱処理等によって雌軸の軸方向溝表面を硬化させるための追加工程が不要である。

- ・部品点数を少なくすることができます。
- ・組立性をよくすることができます。
- ・組立コストを抑えることができます。

このようにニードルローラ 8 は、雄軸 1 と雌軸 2 の間のトルク伝達のためのキーの役割をするとともに、雌軸 2 の内周面とすべり接触する。ニードルローラの使用が従来のスプライン嵌合と比較して、優れている点は下記のとおりである。・ニードルローラは大量生産品であり、非常に低コストである。

・ニードルローラは熱処理後、研磨されているので、表面硬度が高く、耐摩耗性に優れている。

・ニードルローラは研磨されているので、表面粗さがきめ細かく摺動時の摩擦係数が低いため、摺動荷重を低く抑えることができる。

・使用条件に応じて、ニードルローラの長さや配置を変えることができるため、設計思想を変えること無く、さまざまなアプリケーションに対応することができる。

・使用条件によっては、摺動時の摩擦係数をさらに下げなければならない場合がある、この時ニードルローラだけに表面処理をすればその摺動特性を変えることができるため、設計思想を変えること無く、さまざまなアプリケーションに対応することができる。

・ニードルローラの外径違い品を安価に数ミクロン単位で製造することができるため、ニードルローラ径を選択することによって雄軸・ニードルローラ・雌軸間のすきまを最小限に抑えることができる。よって軸の捩り方向の剛性を向上させることが容易である。

一方、球状体（以後、ボールと記す） 7 を部分的に採用したという点では、全列ニードルローラでかつ、全列が摺動する構造と比較して、下記の項目が優れている。

・ボールは摩擦抵抗が低いため、摺動荷重を低く抑えられる。

・ポールの使用により予圧荷重を高くすることができ、長期にわたるガタつきの防止と高剛性が同時に得られる。

(伸縮軸のねじり剛性のための解析プログラムについて)

図3は、伸縮軸の捩り剛性のための解析プログラムの計算モデルを示す模式図である。図4は、試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示すグラフである。

球状体や円柱体を使用した伸縮軸のねじり剛性を計算機によって解析するプログラムを作成した。雌軸を空間に固定し、伸縮軸の横断面（2次元）について、各球状体や円柱体にかかる力の釣り合い式と、雄軸にかかる力（球状体／円柱体／バネ荷重と外部から与えられるねじりトルク）の釣り合い式を解く。

各要素の接点では、ヘルツの弾性接触理論に基づいて、2物体の接近量と接触荷重の関係を考慮した。本プログラムでは、予圧を与えるバネモデルを設定できる。バネと接触する球状体と雄軸との2要素の位置関係により、バネ荷重が発生する。

上記第1実施の形態（図1A、1B及び図2）に示す試作伸縮軸に、解析プログラムを適用した。

雄軸1と雌軸2に、それぞれ、3本の軸方向溝3, 4, 4; 5, 6, 6があり、1本の軸方向溝3, 5には、複数の球状体7が、残る2本の軸方向溝4, 4; 6, 6には、円柱体8, 8が介装してある。球状体7には、雄軸1に設置された板バネ9によって予圧が与えられている。計算モデルを図3に示す。

図4に、試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示す。計算によるねじり剛性の変化は、実測値によく一致している。

解析プログラムに用いた弾性変形のモデルによって、実機の性能を十分な精度で予測できることが示された。解析プログラムによって計算される変形量や接触領域の大きさ、接触圧力などについても、実機使用時の状態を十分な精度でシミ

ュレートできると考えられる。

(伸縮軸の第2実施の形態)

図5Aは、本発明の第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の縦断面図であり、図5Bは、図5Aのb-b線に沿った拡大横断面図である。図6は、
5 第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の分解斜視図である。

上述した第1実施の形態では、1対の軸方向溝3, 5に、1組の第1トルク伝達部材7を配置し、一対の軸方向溝3, 5に対して周方向に120度間隔で等配した2対の軸方向溝4, 6に、2個の第2トルク伝達部材8を配置している。

これに対して、本第2実施の形態では、図5A、5Bに示すように、周方向に120度間隔で等配した3対の軸方向に延びる溝3, 5に、それぞれ弾性体として板バネ9を介して第1トルク伝達部材として球状体7を配置して第1のトルク伝達装置が構成されている。これら3対の軸方向溝3, 5の間で、周方向に60度間隔にそれぞれ配置された3対の軸方向に延びる溝4, 6に、それぞれ第2トルク伝達部材として円柱体8を配置して第2のトルク伝達装置が構成されている。
15

第2実施形態において、3対の軸方向溝3, 5および板バネ9の形状および構造は、第1実施形態の軸方向溝3, 5および板バネ9の形状および構造にそれぞれ同様である。また、第2実施形態において、3対の軸方向に延びる溝4, 6の形状および構造はそれぞれ第1実施形態の軸方向溝4, 6の形状および構造に同様である。
20

第2実施の形態の技術的背景として、車両毎の要求性能の違いから、捩り剛性の特性は様々なものが必要となる。従来、その要求特性が変わる度に、シャフトの直径を変えたり、或いは弾性体を使用したりして、構造を変えてその要求特性に応えている。

しかし、これらの場合、多種多様な構造や弾性特性の違う部品をそろえなければならず、部品点数の増加とコストの増大を招いている。
25

5 このようなことから、本第2実施の形態では、円柱体8の外径違い品を安価に数ミクロン単位で製造することができるため、円柱体8の直径を適宜選択又は組み合わせることにより、雄軸1・円柱体8・雌軸2間の隙間を任意に設定することができる。以上から、車両の特性により異なる各種要求に対して、基本構造を変えることなく、また部品点数を増加させることなく、安価に応えることができる。

(解析プログラムによる伸縮軸のねじり剛性のシミュレーション)

図7は、第2実施の形態(図5A、5B及び図6)に示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである。

10 図8は、日本特開2001-50293号公報又は独国特許発明DE3730393C2号公報に開示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである。

15 本プログラムを、上記第2実施の形態(図5A、5B及び図6)に示す伸縮軸に適用した。車両用として想定される最大のねじりトルク100Nmを、雌軸2と雄軸1の間に負荷した。

この場合、トルクは、主として雌軸2と雄軸1との間に介装されたニードルローラ8を介して伝達されるが、バネ予圧されているポール7にも、トルクの一部が分担される。ニードルローラ8は、雌軸2と雄軸1と線接触し、接触領域が広いため、接触荷重が大きくても、接触圧力は比較的小さくて問題にならない。一方、ポール7は、雌軸2側の軸方向溝5や板バネ9の表面に点接触する。トルク伝達のために、ポール7が支持する荷重は、ニードルローラ8に比べて小さいが、接触領域が狭い点接触のため、接触圧力は、著しく高くなる可能性がある。

ねじりトルク100Nmに対するポール7と雌軸2の軸方向溝5との間の最大接触圧力を解析プログラムを用いて計算した結果を図7に示す。

25 ここでは、軸方向溝5の断面形状をゴシックアーチ形状とした。グラフの横軸は、雌軸2側の軸方向溝5の横断面の曲率半径をポール7の直径に対する比で表

している。断面の曲率半径が大きくなるにつれて、ポール7と雌軸2との間の最大接触圧力が高くなつており、雌軸2側の軸方向溝5がV溝（溝表面が平面、断面曲率半径無限大）の時には、3000 MPa近い高圧になる。

5 このような大きな接触圧力がかかる場合、材料の硬さが十分でないと、ポール7と接触する軌道表面に圧痕が生じるおそれがある。軌道表面に圧痕ができると摺動抵抗が大きく、また不均一になる。圧痕は、応力集中による剥離、摩耗など、損傷の原因にもなる。

圧痕の発生を防ぐために必要な硬さは、およそ次のように考えることができる。材料の降伏せん断応力 τ_Y とピッカース硬さ HV との関係は、およそ次式で表される（吉田亨、設計技術者のための表面硬化技術、日刊工業新聞社）。

$$10 \quad HV = 6 \times \tau_Y \quad (1)$$

ここで、 HV ：材料のピッカース硬さ、 τ_Y ：材料の降伏せん断応力 [kgf/mm^2] であり、

応力の単位をS I 単位系とすると、およそ次式が成り立ち、

$$15 \quad HV = 0.6 \times \tau_Y \quad (2)$$

ここで、 τ_Y ：材料の降伏せん断応力 [MPa] である。

一方、ヘルツ理論による最大接触圧力 P_{max} と材料内部の最大せん断応力 τ_{max} には次の関係があり（例えば、T. A. HARRIS, Rolling Bearing Analysis - 4th edition, John Wiley & Sons）、

$$\text{線接触の場合, } \tau_{max} = 0.3 \times P_{max}$$

$$\text{楕円接触の場合, およそ } \tau_{max} = (1/3) \times P_{max} \quad (3)$$

材料に圧痕を生じさせないためには、最大せん断応力が材料の降伏せん断応力を超えないことが必要である。

$$25 \quad \tau_Y \geq \tau_{max} \quad (4)$$

式(2) (3) (4)より、

$$HV = 0.6 \times \tau_Y \geq 0.6 \times \tau_{max} = 0.2 \times P_{max}$$

$$HV \geq 0.2 \times P_{max} \quad (5)$$

ここで、 P_{max} ：最大接触圧力 [MPa] である。

最大せん断応力は、材料の表面から少し内部に入ったところに発生するので、
5 厳密には、最大接触圧力と最大せん断応力が発生する深さ位置での硬さが式 (5) を満たさなければならない。しかし、通常の表面硬化処理では、表面が最も硬く、内部に向かうほど硬さが低下すると考えると、表面硬さについても、式 (5) を満たす必要がある。

例えば、機械部品材料として広く用いられる機械構造用炭素鋼 (JIS G 4
10 051) では、焼なまし材の場合、硬さは高くても、ブリネル硬さ HB 190 程度 (例えば、JISハンドブック [1] 鉄鋼 I、日本規格協会)、ビッカース硬さに換算すると、HV 200 程度 (同資料) とされている。この場合、式 (5) によれば、表面の永久変形による圧痕を防止するには、最大接触圧力 P_{max} は 1000 MPa を超えることはできない。

15 図 5 A、5 B 及び図 6 に示す伸縮軸の製作には、切削などの機械加工に比べて、安価に製造できる塑性加工が好ましい。塑性加工では、加工硬化により、加工前に比べて材料の表面硬さが向上する。発明者らが塑性加工により試作した伸縮軸部品の表面硬さは、HV 260～HV 300 程度であった。

塑性加工に伴う加工硬化により、表面硬さ HV 300 が得られたとき、式 (5)
20 によると、表面の永久変形による圧痕を防止するには、最大接触圧力 P_{max} は 1500 MPa を超えることはできない。

図 7 に示した軸方向溝 5 の曲率半径と最大接触圧力の計算結果によれば、100 Nm 負荷時にも、最大接触圧力 P_{max} を 1500 MPa 以下とするには、軸方向溝 5 の曲率半径をポール 7 の直径の 55% 以下にするとよいことがわかる。

25 なお、日本特開 2001-50293 号公報及び独国特許発明 DE 3730393 C2 号公報には、雄軸と雌軸に形成した軸方向溝に複数のポールを介装して

弾性体により予圧した構造が開示してある。

このようなボールスライントイプの伸縮軸について、解析プログラムを用いてボール接触部の接触圧力を計算してみた。

ここでは、図 5 A、5 B 及び図 6 に示した伸縮軸から、3 本のニードルローラを取り除き、板バネによって予圧を負荷される 3 列のボール群のみがねじりトルクを支持する構造について検討した。

ねじりトルク 100 Nmに対するボールと雌軸との間の最大接触圧力を解析プログラムを用いて計算した結果を図 8 に示す。

グラフの横軸は、図 7 と同様、軸直角断面内の雌軸側の軸方向溝（ゴシックアーチ形状）の曲率半径をボールの直径に対する比で表している。図 7 と同様、断面の曲率半径が大きくなるにつれて、ボールと雌軸との間の最大接触圧力が高くなっている。しかし、この構造では、入力トルクをすべてボールによって支持する必要があるため、雌軸側の軸方向溝の横断面の溝曲率半径がボールの直径の 5 2 % であっても、3000 MPa を超える高圧になる。

ボール数やボール列数を増やしたり、ボール径を大きくしたりすることによって、接触圧力を抑制することは可能であるが、その場合、伸縮軸全体の径や長さが大きくなる欠点があり、製造コストも高くなる。

軸方向溝の曲率半径を小さくすることによって、接触圧力を低下させることも可能であるが、この場合は、ボール直径の 50 % (ボール半径) に極めて近い許容差の範囲に精度良く加工する必要があるため、やはりコストアップにつながる。

接触圧力が 3000 MPa 前後であっても、材料の硬さが十分高ければ、実用に供することができる。転がり軸受の場合、永久変形を起こさない荷重として基本静定格荷重が定められており、玉軸受では、最大接触圧力が 4200 MPa となる荷重として定義されている。式 (5) によれば、接触圧力 3000 MPa に対しては HV600、接触圧力 4200 MPa に対しては HV840 の硬さが必要になる。従って、このような構造の場合、転がり軸受の製造過程に用いられる

ような熱処理や、それ以外の表面硬化処理が必要になる。

このような処理を施した場合、処理によって軌道面に変形が生じ、均一な摺動荷重が得られないおそれがある。また、熱処理などの表面硬化処理を行うこと自体もコストアップにつながるが、処理後の変形を取り除くために機械加工その他の処理が必要になった場合、さらに製造コストの上昇を招く。

独国特許発明DE 3 7 3 0 3 9 3 C 2号公報では、ボールと相手部材との大きな接触圧力に関わるこのような問題点を回避するため、ボールと接触する面を硬さの高い板材（例えば熱処理されたばね鋼板）などで形成する構造が示されている。すべての接触部に板材を配置するには、複雑な形状の部品を複数用意する必要があり、コストがかかる。

上記第2実施の形態（図5A、5B及び図6）に、本発明を適用することにより、熱処理等の表面硬化処理を特に施さなくても、ボール7が転動する軸方向溝5の軌道部分の圧痕を防止することができる。上記の日本特開2001-50293号公報及び独国特許発明DE 3 7 3 0 3 9 3 C 2号公報に比べて、低コストで、コンパクトな構造でありながら、滑らかな摺動特性と、ガタがなくかつ高いトルク伝達能力を有するステアリング用伸縮軸を供することができる。

なお、上記第2実施の形態（図5A、5B及び図6）では、ボール7と接触する軸方向溝5の軌道の断面形状をゴシックアーチ形状としたが、単一円弧や楕円、放物線などその他の曲線であっても、ボールと接触する接触点近傍の断面曲率半径について、同様に本発明を適用することができる。

また、ゴシックアーチと直線を組み合せた断面形状の軸方向溝についても、大きなねじりトルクが負荷された際は、ボールは、主としてゴシックアーチ断面部と接触するので、本発明が有効である。

また、形状、寸法や材料といった設計諸元について、例としていくつかとりあげたが、本発明は、それらに限定されるものではない。

ここでは、図1A、1B及び図2、図5A、5B及び図6に示すように、雄軸

1側に予圧用の板バネ9を設置し、ポール7は、板バネ9と雌軸2上の軸方向溝5に接触する形式について示した。逆に、雌軸2側に板バネ9を設置し、ポール7が雄軸1側の軸方向溝3と直接接触する構造の場合には、雄軸1側の軸方向溝3の断面曲率半径について、本発明を適用することができる。

5 以上、本発明は、球状体7が転走する雌軸2または雄軸1の軸方向溝の軌道の横断面の曲率半径を、球状体7の直径の55%以下としたため、想定される最大ねじりトルク入力時でも、球状体7と軸方向溝との間の接触圧力を1500MPa以下に抑えることができ、特に熱処理や表面硬化処理をしなくとも、圧痕の発生を防止、圧痕による摺動抵抗の増加や、摩耗などの損傷を防止することができる。

10

なお、本発明は、上述した実施の形態に限定されず、種々変形可能である。

以上説明したように、本発明によれば、球状体が転動する雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径は、球状体の直径の55%以下に設定してあることから、想定される最大ねじりトルク入力時でも、球状体と軸方向溝との間の接触圧力を1500MPa以下に抑えることができる。

このように、球状体と軸方向溝との間の接触圧力を1500MPa以下に抑えれば、伸縮軸の表面硬さが一般的な硬さ(HV260～HV300程度)であっても、圧痕の発生を確実に防止することができる。

従って、特に熱処理や表面硬化処理を施さなくても、圧痕の発生を確実に防止して、圧痕による摺動抵抗の増加や摩耗等の損傷を効果的に防止することができ、これにより、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる。また、請求項1によれば、安定した摺動荷重を実現すると共に、回転方向ガタ付きを確実に防止して、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

請 求 の 範 囲

1. 車両のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸において、
 - 5 前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した少なくとも一対の軸方向に延びる溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に転動する球状体を配置し、
前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝と、前記球状体との間に、前記球状体を介して前記雄軸と前記雌軸とに予圧を与える弾性体を介装し、
 - 10 前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した他の少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に摺動する円柱体を配置し、
前記球状体が転動する前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径を、前記球状体の直径の 5 5 % 以下としたことを特徴とする車両ステアリング用伸縮軸。

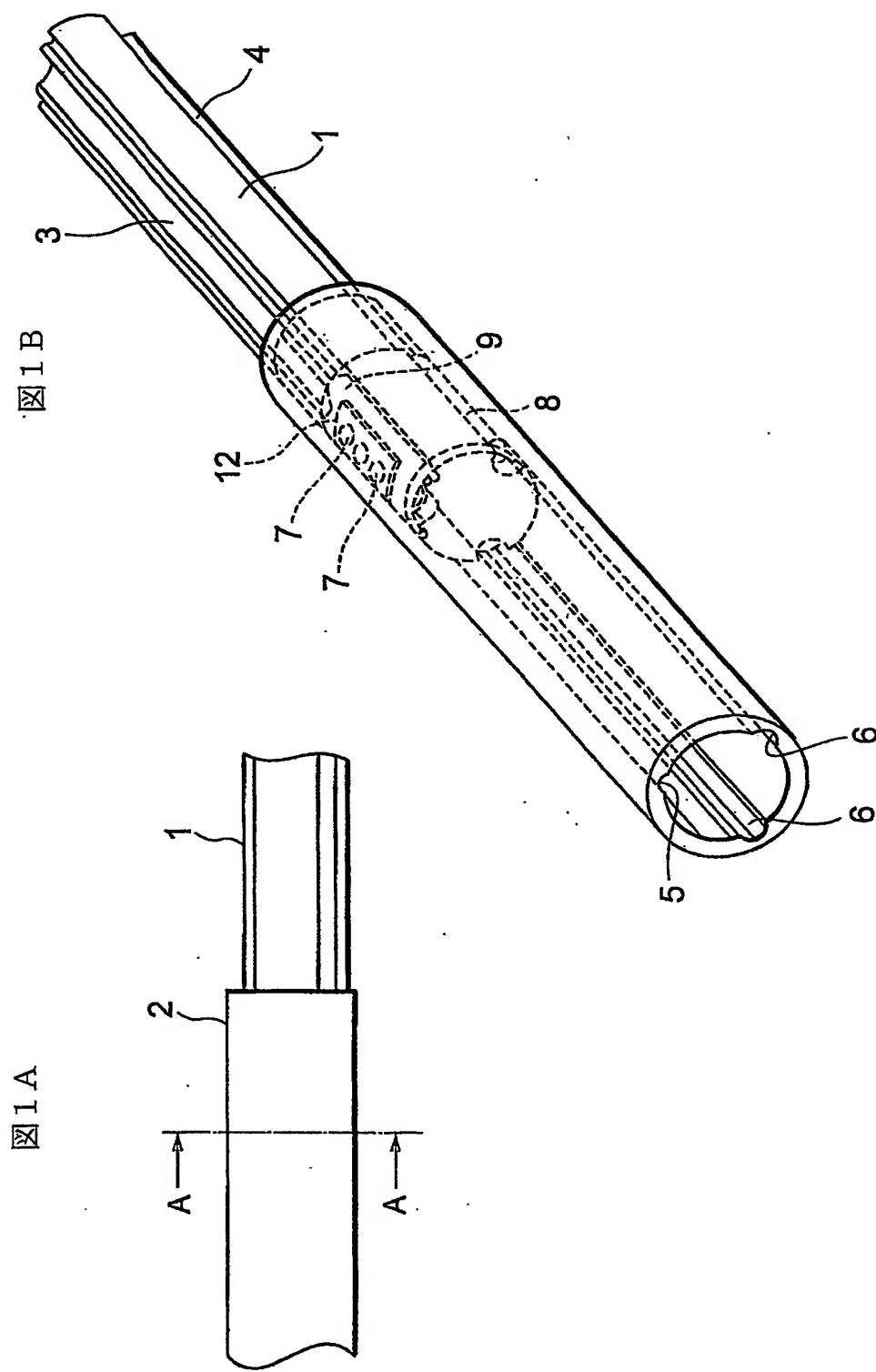


図 2

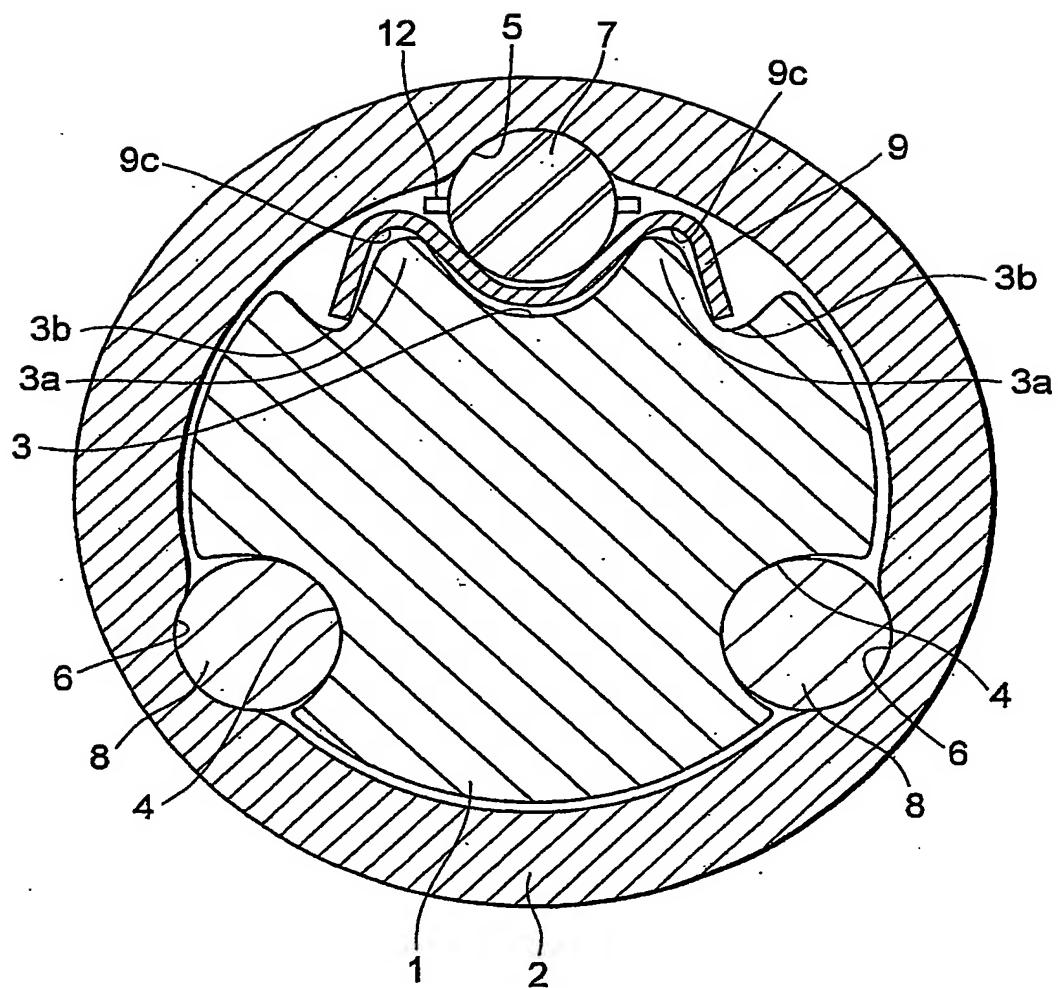
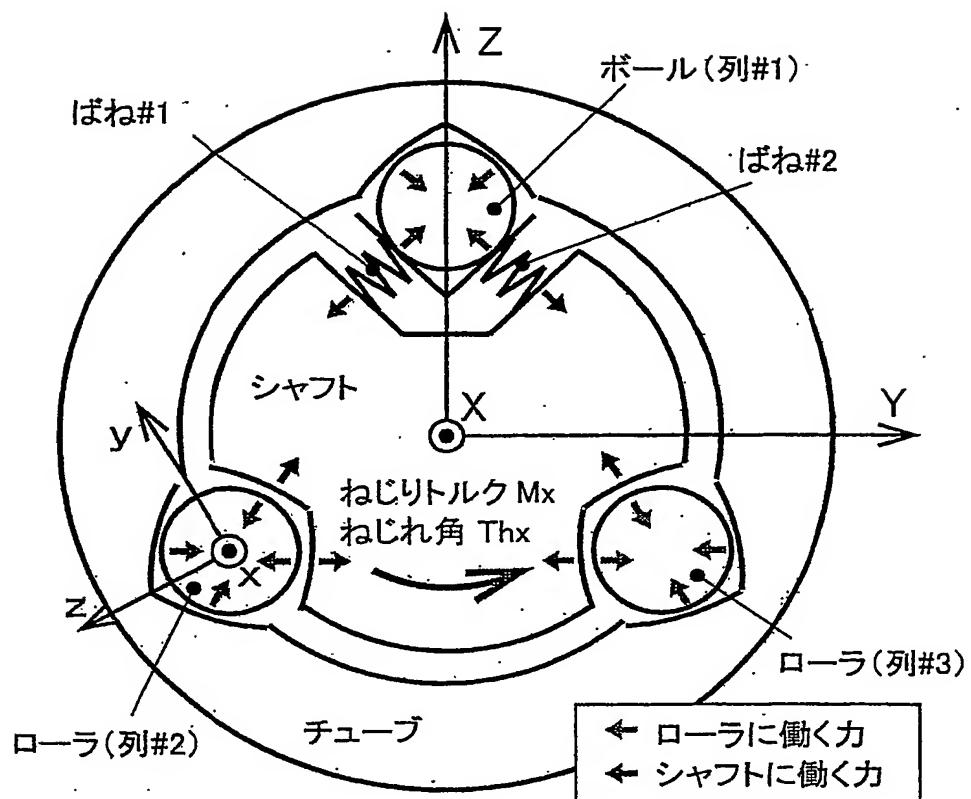


図 3



4/9

図 4

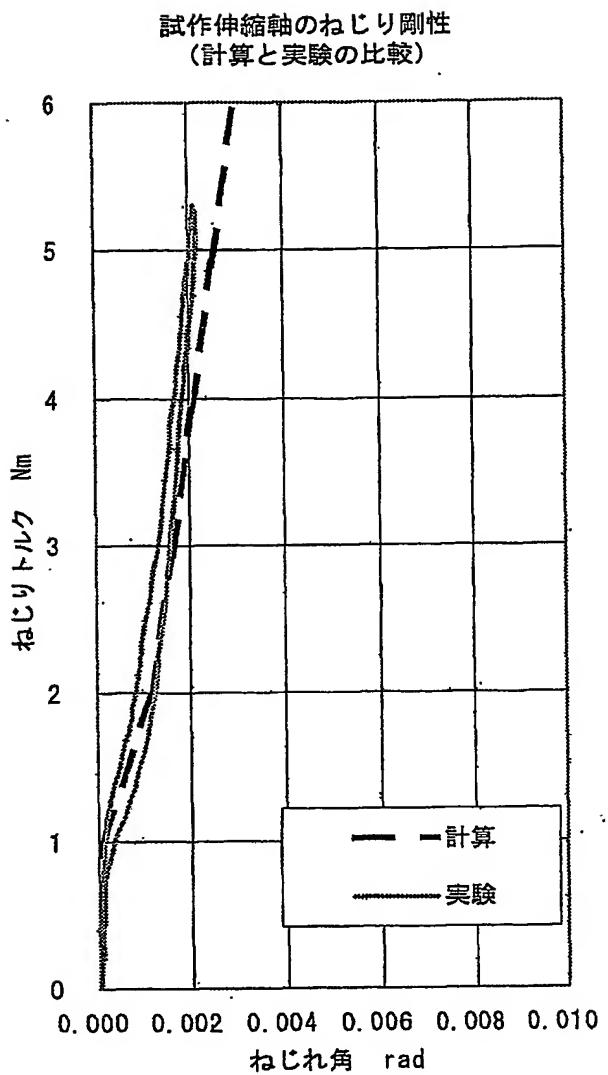


図 5 B

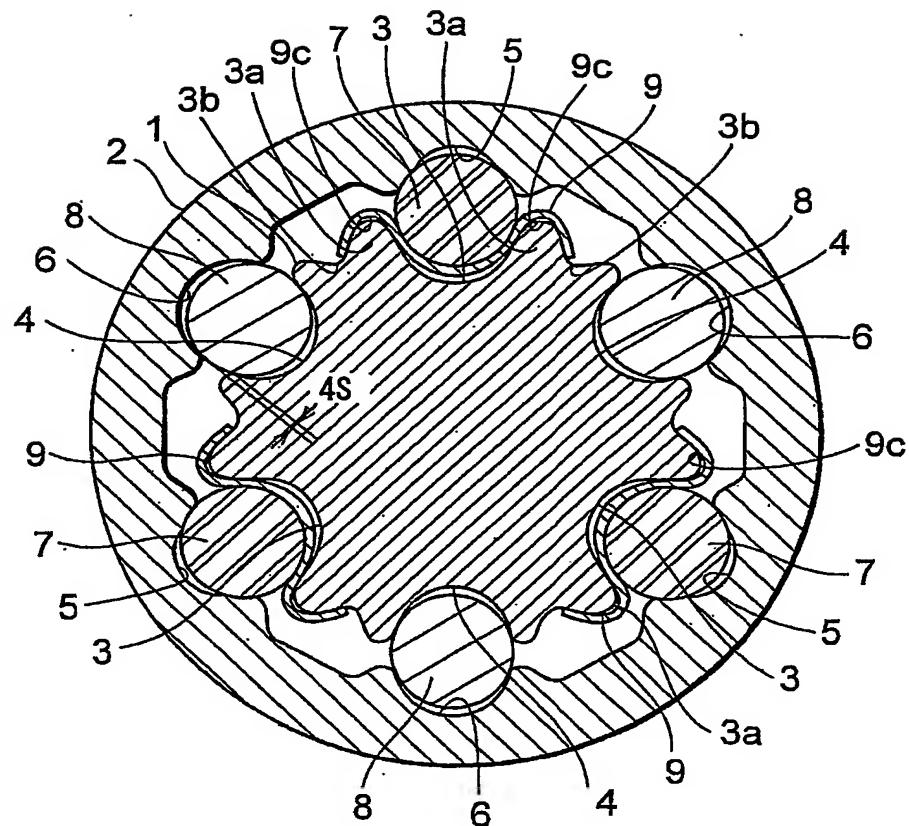
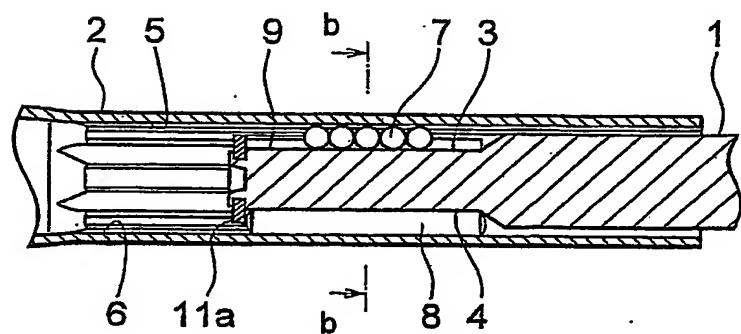


図 5 A



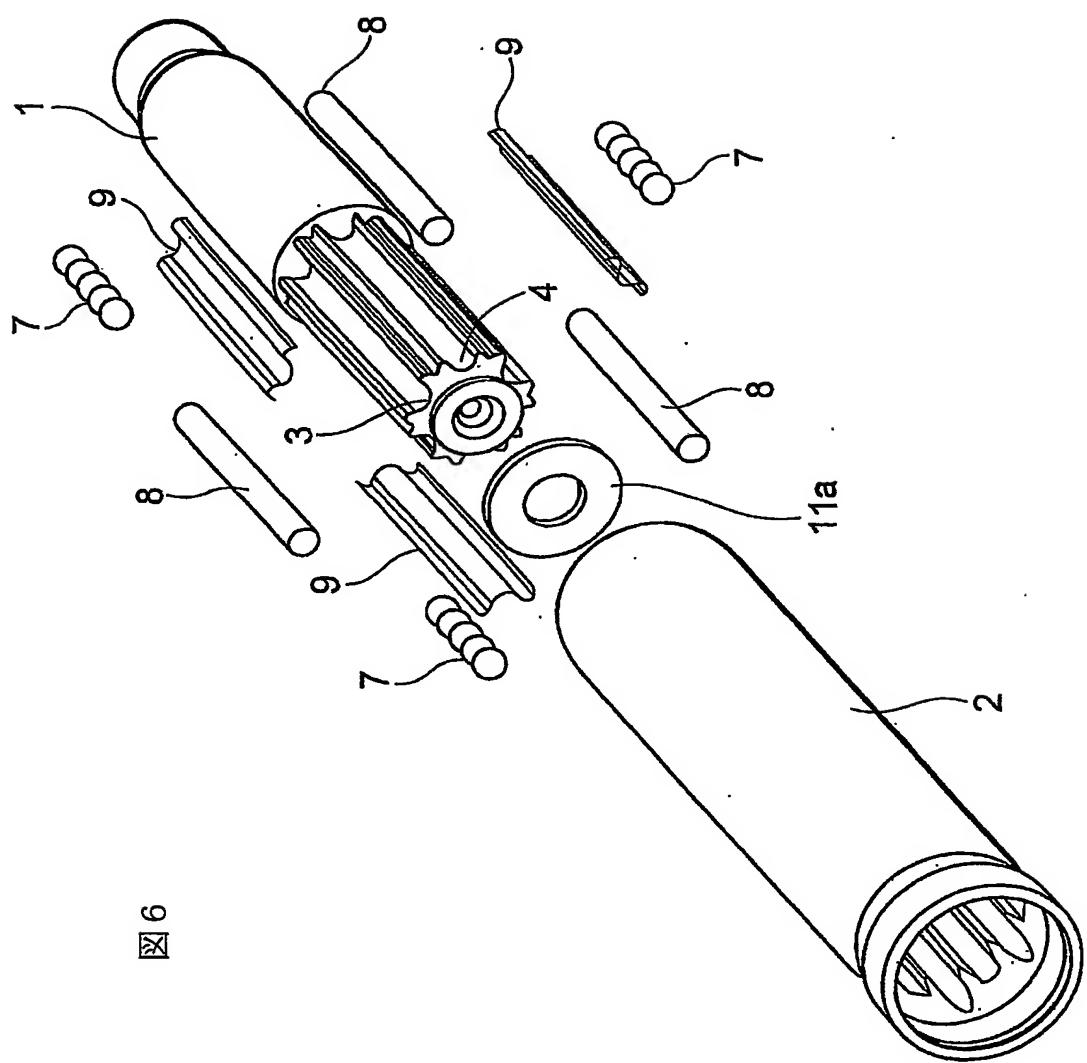


図 7

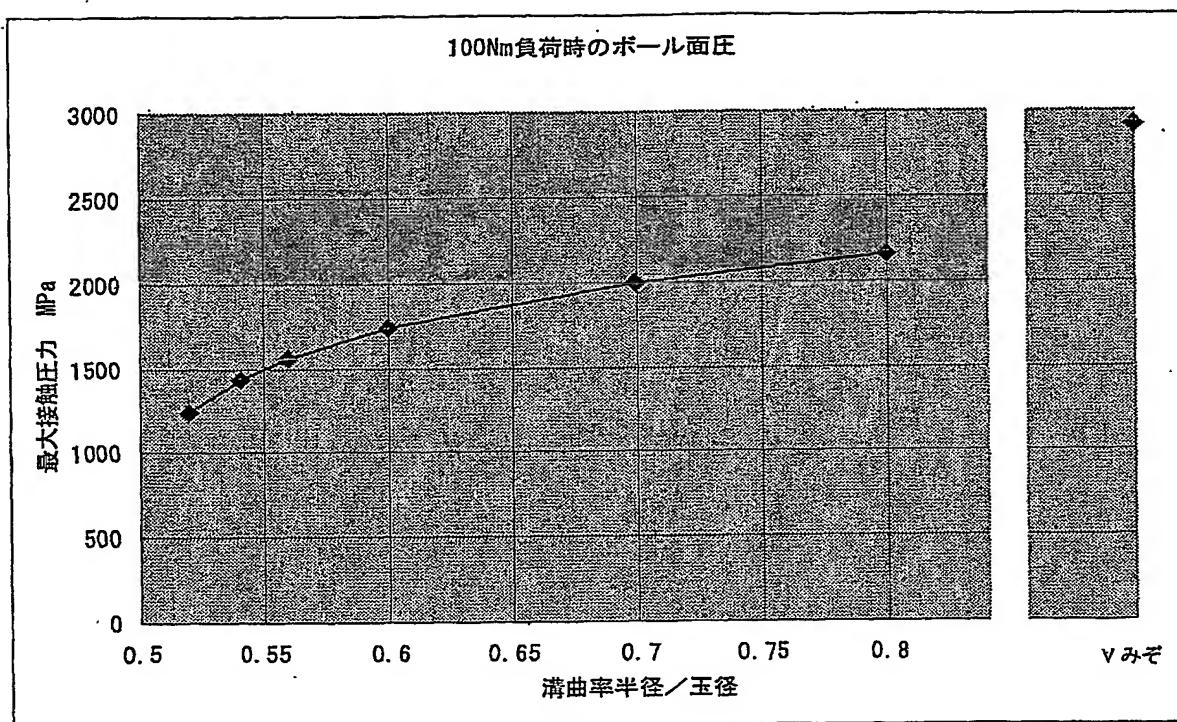


図 8

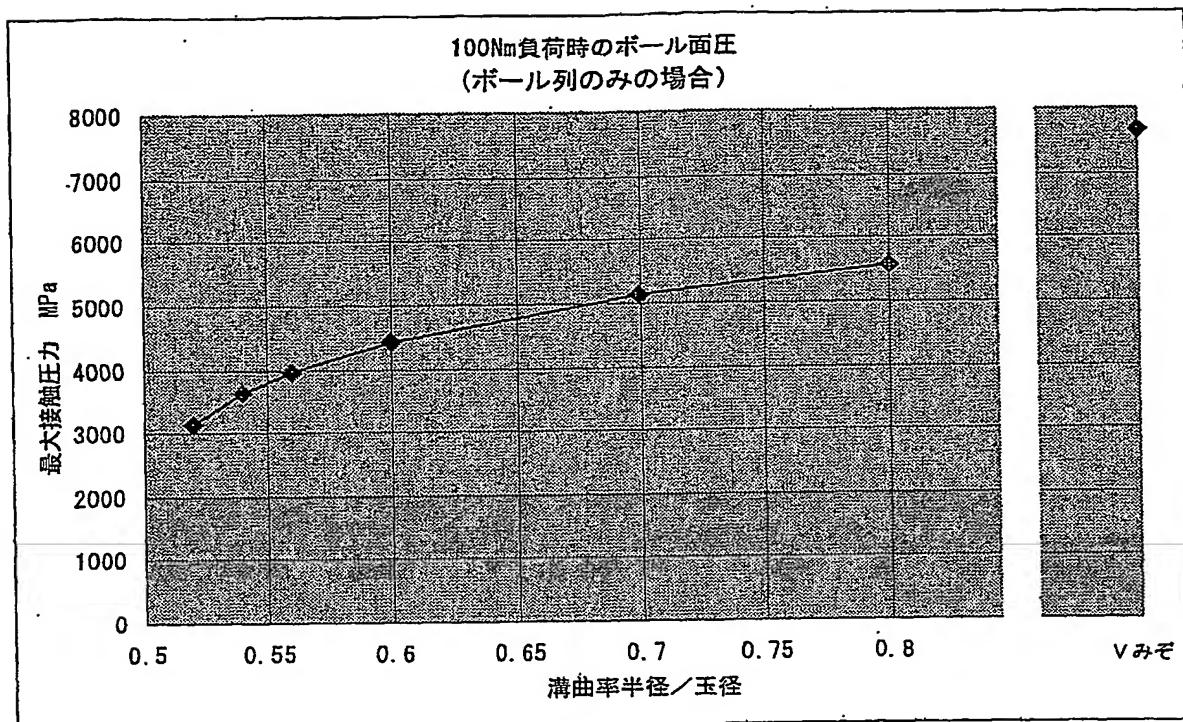
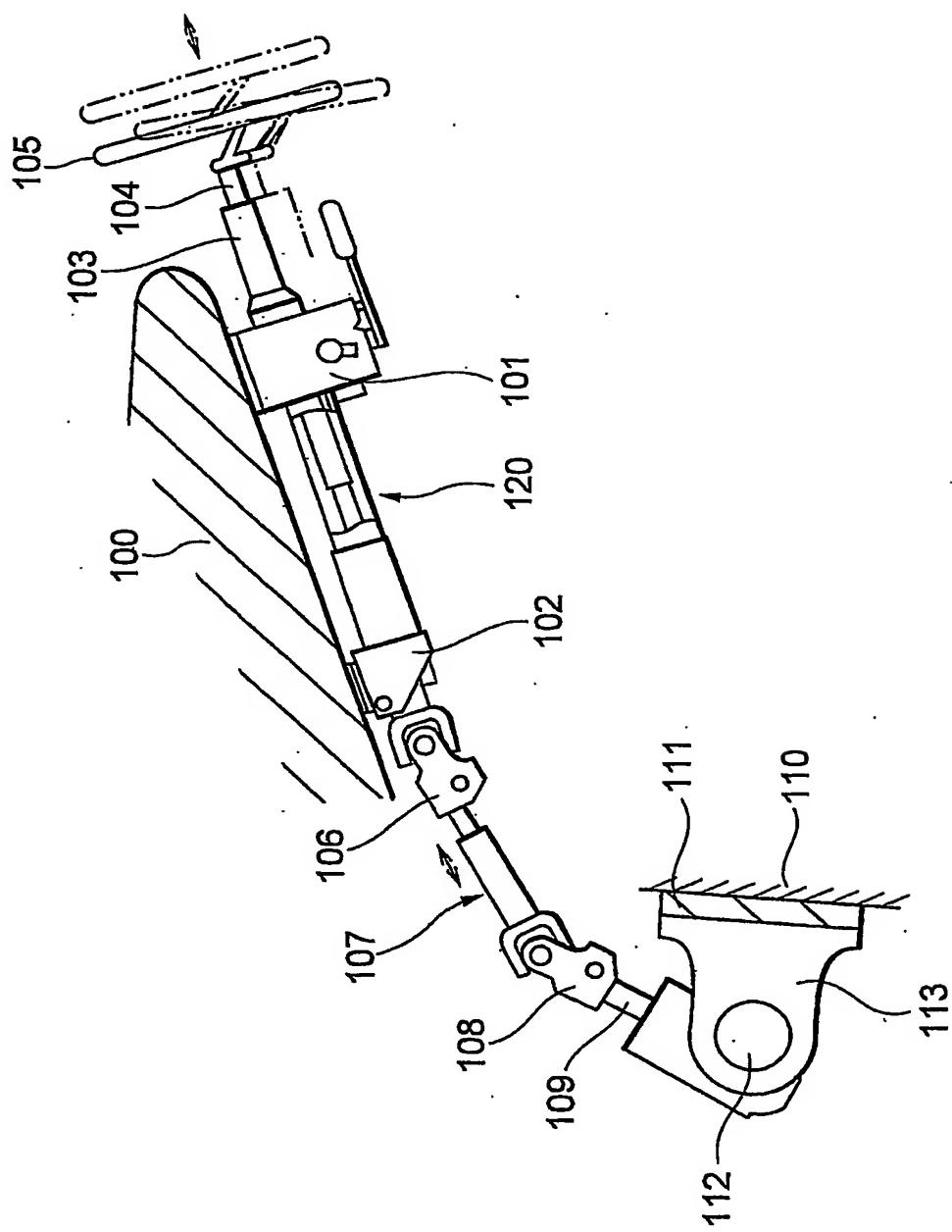


図 9



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
JP03/16088A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ B62D1/20, F16D3/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ B62D1/00-1/28, F16D3/06Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 3730393 A1 (Lemförder Metallwaren AG), 23 March, 1989 (23.03.89), Full text (Family: none)	1
Y	JP 2001-50293 A (NACAM France S.A.), 23 February, 2001 (23.02.01), Full text & EP 1065397 A & US 6343993 A	1
Y	JP 2002-539033 A (Melchor, DAUMAL CASTELLON), 19 November, 2002 (19.11.02), Par. No. [0019]; Fig. 2 & EP 1078843 A1 & WO 00/55028 A & ES 2161127 A	1

 Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

- * Special categories of cited documents:
- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
19 January, 2004 (19.01.04)Date of mailing of the international search report
03 February, 2004 (03.02.04)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
JP03/16088

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-38142 A (Daimler Chrysler AG.), 08 February, 2000 (08.02.00), & DE 19824477 A	1
A	JP 2001-239944 A (NSK Ltd.), 04 September, 2001 (04.09.01), (Family: none)	1
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 27492/1991 (Laid-open No. 123775/1992) (Fuji Kiko Co., Ltd.), 10 November, 1992 (10.11.92), (Family: none)	1
A	JP 2002-286034 A (The Torrington Co., Ltd.), 03 October, 2002 (03.10.02), & DE 10202899 A1 & GB 2373551 A	1

A. 発明の属する分野の分類(国際特許分類(IPC))

Int. C1.7
B62D 1/20, F16D 3/06

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料(国際特許分類(IPC))

Int. C1.7
B62D 1/00 - 1/28
F16D 3/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース(データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	DE 3730393 A1 (Lemförder Metallwaren AG) 1989.03.23, 全文 (ファミリーなし)	1
Y	JP 2001-50293 A (ナカム フランス ソシエテ アノニム) 2001.02.23, 全文 & EP 1065397 A& US 6343993 A	1
Y	JP 2002-539033 A (メルチョール, ダマウル カステリヨン) 2002.11.19, 【0019】、【図2】& EP 1078843 A1&WO 00/55028 A&ES 2161127 A	1
A	JP 2000-38142 A (ダイムラークライスラー・アクチ	1

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献(理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

19.01.04

国際調査報告の発送日

03.2.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官(権限のある職員)

西本 浩司

3Q 9338

電話番号 03-3581-1101 内線 3380

C (続き) 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	エンゲゼルシャフト) 2000. 02. 08&DE 19824 477 A JP 2001-239944 A (日本精工株式会社) 200 1. 09. 04 (ファミリーなし)	1
A	日本国実用新案登録出願3-27492号 (日本国実用新案登録出 願公開4-123775号) の願書に添付した明細書及び図面の内 容を撮影したマイクロフィルム (富士機工株式会社) , 1992. 11. 10. (ファミリーなし)	1
A	JP 2002-286034 A (ザ・トリトン・カンパニー) 2002. 10. 03&DE 10202899 A1&GB 2 373551 A	1